

УДК 62-15

Ю.С. БУХОЛДИН, канд. техн. наук; технический директор ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы

А.В. СМЕРНОВ, канд. техн. наук; гл. конструктор СКБ ТКМ ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы

В.П. ПАРАФЕЙНИК, д-р техн. наук; ведущий науч. сотрудник ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы

В.А. ЛЕВАШОВ, канд. техн. наук; заведующий отделом ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы

В.Г. ГАДЯКА, канд. техн. наук; начальник отдела газодинамики, динамики и прочности машин СКБ ТКМ ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ УГЛЕВОДОРОДНОГО ГАЗА С ГАЗОТУРБИННЫМ ПРИВОДОМ

Відцентрові компресори вуглеводневого газу з газотурбінним приводом потужністю до 25 МВт відносяться до окремого класу турбомашин, які визначають технічний рівень блоково-компресорного обладнання для сучасних газотранспортних систем. В публікації представлені деякі результати, одержані спеціалістами Спеціального конструкторського бюро ВАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе», в галузі аеродинаміки проточних частин відцентрових компресорів, торцевих газодинамічних ущільнень, динаміки роторних систем, а також аналізу і оцінки ефективності енерготехнологічних схем блоково-комплектного компресорного обладнання, яке створюється на основі турбокомпресорів.

Centrifugal compressors of hydrocarbon gas with gas turbine power 25 MW is a separate group of turbine machines which define technical level of skid-mounted compressor equipment for modern gas transportation systems. The publication represents some results obtained by specialists of Special Design Bureau of JSC Sumy Frunze NPO in the field of aerodynamics of rotor bundles of centrifugal compressors, dry gas seals, dynamics of rotor systems, as well as analysis and evaluation of efficiency of energotechnological diagrams of modular compressor equipment designed on the basis of turbo-compressors.

Основными технологическими процессами в газовой и нефтяной промышленности, реализуемыми на основе блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов (ТКА) и турбокомпрессорных установок (ТКУ) с центробежными компрессорами (ЦК) конструкции ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» (ОАО), являются*:

- сбор и транспорт природного и нефтяного газов, эксплуатация истощающихся месторождений (промысловые, дожимные, линейные компрессорные станции (КС) магистральных газопроводов с конечным давлением $P_k = 1,2\text{--}12,0$ МПа);
- переработка углеводородных газов на газоперерабатывающих и газохимических заводах (КС с $P_k = 6,5$ МПа);
- закачка природного газа в подземные хранилища с целью обеспечения пиковой и сезонной потребности, а также на случай чрезвычайных обстоятельств (КС с $P_k = 7,45\text{--}21,0$ МПа);
- добыча нефти с применением газлифтного метода (КС с $P_k = 5,49\text{--}12,0$ МПа);
- обратная закачка нефтяного газа в пласты для поддержания дебита нефтяных

* Под блочно-комплектным ТКА в ОАО подразумевается изделие на основе ЦК, газотурбинного привода и систем, обеспечивающих их работоспособность и требуемые параметры. Под блочно-комплектной ТКУ подразумевается комплекс оборудования ТКА и их вспомогательных систем: очистки газа на входе; факельной системы; сбора и транспорта конденсата; защиты от загидрирования и т.д.

скважин (КС с $P_k = 16,0\text{--}75,0$ МПа) и разработка газоконденсатных месторождений методом «сайклинг» – процесса ($P_k = 38,0\text{--}55,0$ МПа и выше).

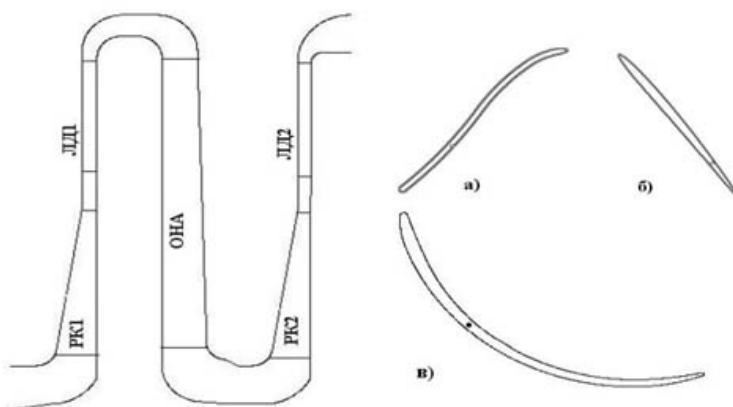
Исходным этапом для создания и анализа характеристик турбокомпрессора является проектирование и исследование проточной части ЦК.

Наличие газодинамических характеристик ЦК позволяет обоснованно приступить к выбору его конструктивной схемы и решению основных научно-технических задач, решение которых обеспечивает создание эффективных и надежно работающих ТКА и ТКУ. Такими задачами являются:

- создание проточной части (ПЧ) турбокомпрессора с учетом явлений нестационарности и динамических характеристик ротора;
- создание эффективных уплотнительных узлов ЦК;
- анализ вибрационного состояния роторной системы многокорпусного ЦК с различной конструкцией роторов и обеспечение надежной работы компрессора в условиях длительной эксплуатации.

Одним из наиболее эффективных методов совершенствования проточных частей турбомашин является анализ характеристик с учетом пространственного характера течения в элементах ПЧ.

Схема типичной двухступенчатой ПЧ компрессора для ТКА линейной КС представлена на рис. 1.



РК1,2 – рабочие колеса; ЛД1,2 – лопаточный диффузор; ОНА – обратно-направляющий аппарат;
а – сечение лопаток РК; б – сечение лопаток ЛД; в – сечение лопаток ОНА

Рис. 1. Проточная часть компрессора и сечения (а, б, в) лопаток

Ранее при использовании традиционных методов исследования данные о трехмерной картине течения в ступенях ЦК можно было получить только экспериментальным путем, что представляло значительную сложность. Применение современных пакетов прикладных программ (*ANSYS-CFX-Fluent*, *FlowER*, *Star CD* и др.), предназначенных для моделирования пространственных вязких течений, позволяет осуществить широкий спектр исследований как в процессе нового проектирования, так и при модернизации оборудования. Возможности новых методов проектирования представлены ниже на примере модернизации ПЧ компрессора 16ГЦ2-283/50-85С конечным давлением 8,5 МПа, мощностью 16 МВт в составе агрегата ГПА-Ц-16/85-1,7. Анализ течения природного газа производился с использованием программного комплекса *FlowER* [1]. Свойства рабочего тела при этом принимались как для совершенного газа.

Для проведения сквозного расчета трехмерного вязкого течения в ПЧ компрессора была построена его циклически симметричная модель (модель строится из

плоских сечений, из которых собирается трехмерная модель). Трехмерная расчетная модель первой секции компрессора с крупной разбивкой на конечные объемы показана на рис. 2.

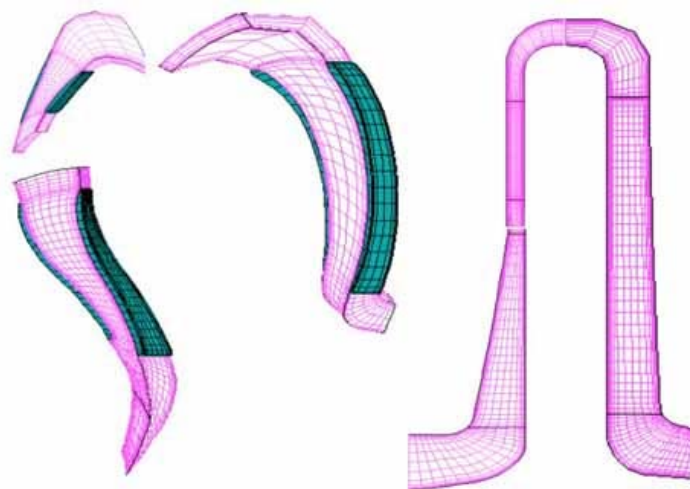


Рис. 2. Трехмерная расчетная модель первой секции компрессора с крупной разбивкой на конечные объемы

Сквозной расчет течения проводился на довольно мелкой сетке, поэтому по результатам численного эксперимента была получена не только качественная, но и количественная картина течения для выявления особенностей течения газа на различных участках ПЧ, а также для построения газодинамических характеристик компрессора. По результатам численных расчетов были построены газодинамические безразмерные характеристики основного варианта компрессора для установившегося режима работы (рис. 3).

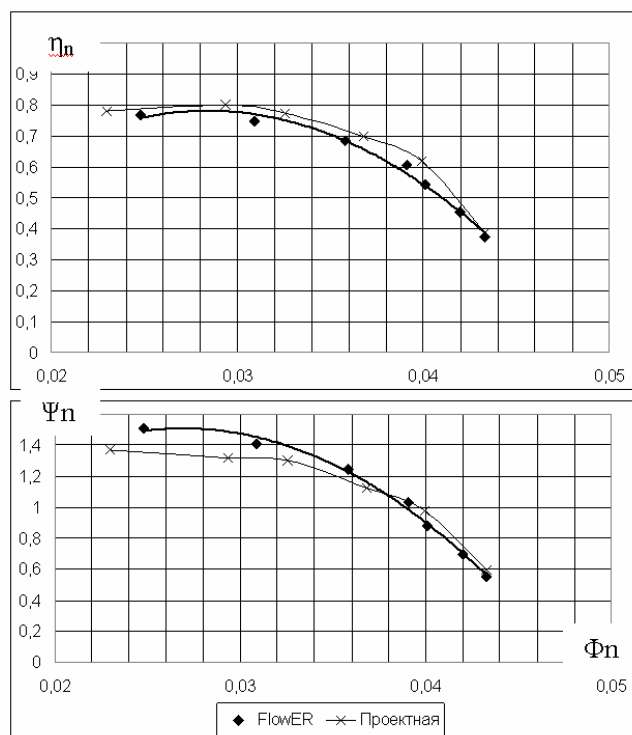


Рис. 3. Безразмерные газодинамические характеристики компрессора до модернизации

Полученные характеристики хорошо совпали с исходными (проектными) характеристиками для базовой ПЧ и подтвержденные экспериментально при испытаниях на воздушном стенде.

На рис. 4 показано распределение статических давлений и векторов скоростей в РК, диффузоре и ОНА первой секции компрессора.

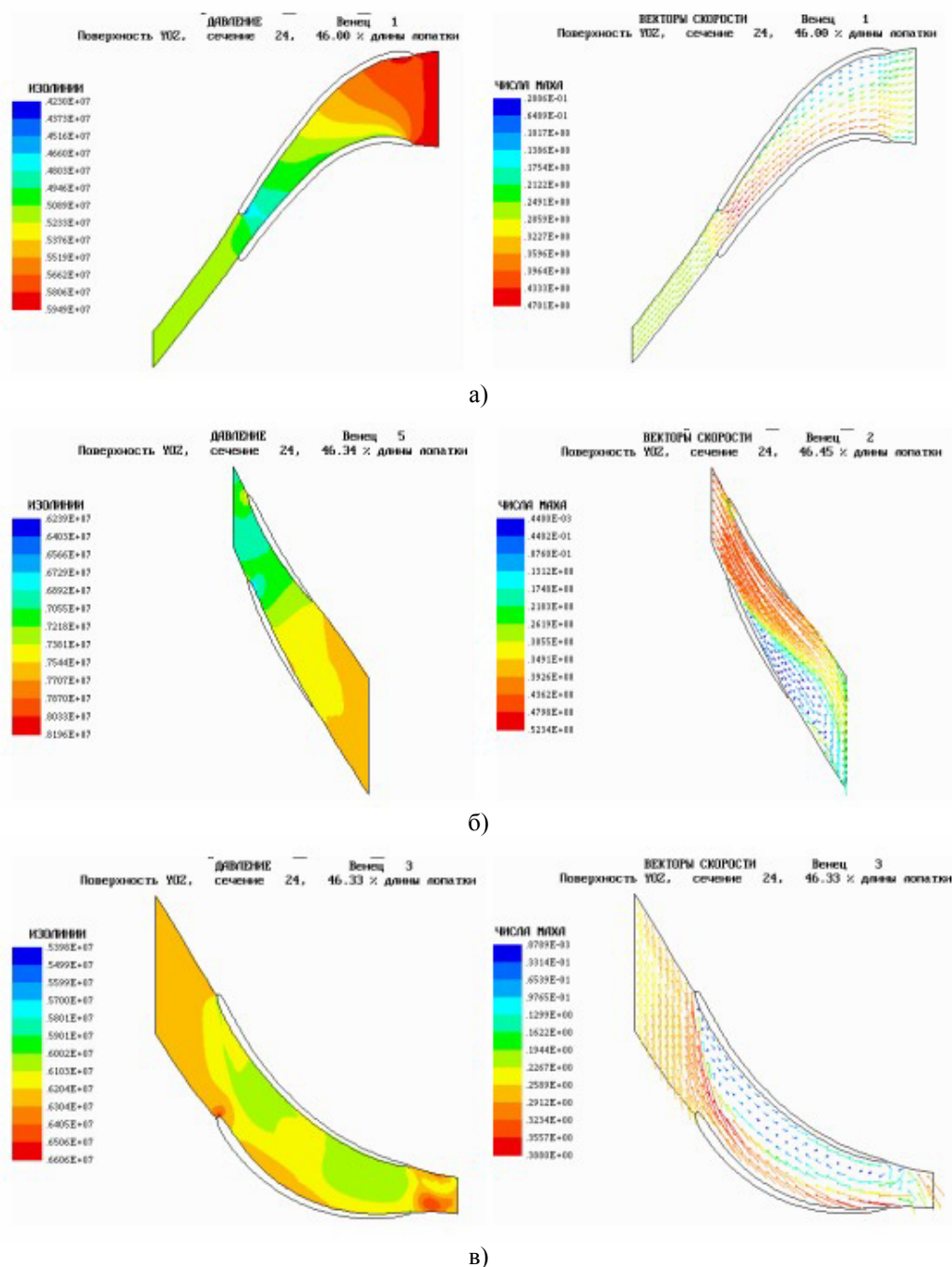


Рис. 4. Распределения статических давлений и векторов скоростей в рабочем колесе (а), диффузоре (б) и ОНА (в) первой секции компрессора

Анализ рабочего процесса, происходящего в исходной ПЧ компрессора, показал наличие значительных зон отрыва с обратными течениями, как в ЛД, так и в ОНА. В рамках исследования [2] проводилась оценка аэродинамической нагруженности

элементов ПЧ, исходя из определения максимального перепада давления в сечениях ПЧ компрессора для различных вариантов модернизации. В результате многовариантных расчетов по модернизации компрессора были получены газодинамические характеристики компрессора с улучшенными показателями, как по КПД, так и по напорности. На рис. 5 приведены безразмерные характеристики, которые показали увеличение политропного КПД компрессора на 3–5 %, а напорная характеристика компрессора имеет на 2–3 % более высокие значения по сравнению с проектным вариантом для номинального режима работы.

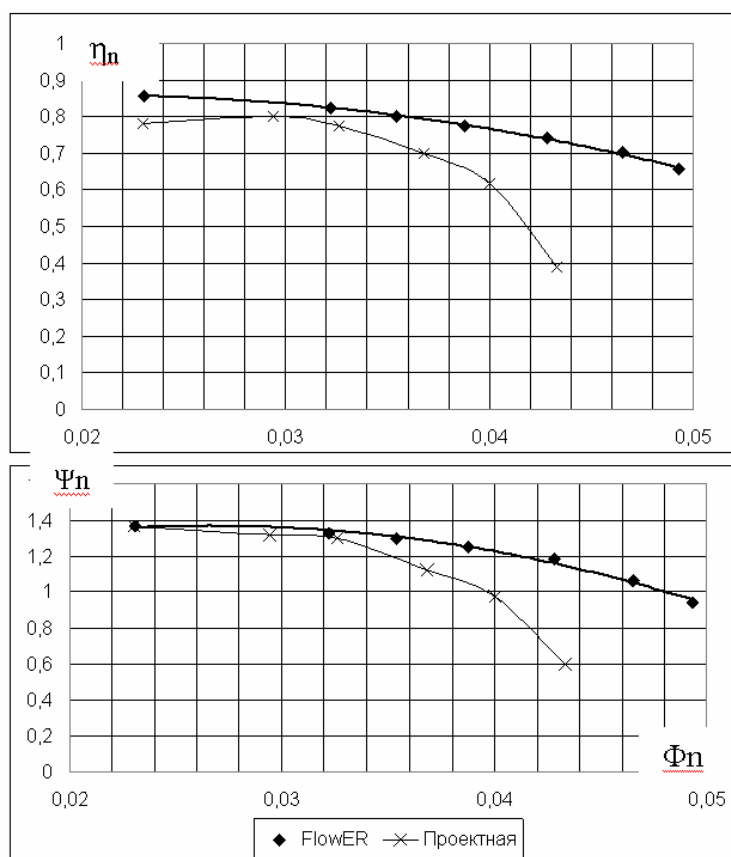


Рис. 5. Безразмерные газодинамические характеристики компрессора после модернизации

В результате выполнения модернизации ПЧ компрессора значительно улучшена структура потока особенно в ЛД и ОНА, где отсутствуют зоны с обратными течениями. На рис. 6 показано распределение статических давлений и векторов скоростей в ЛД и ОНА первой секции компрессора после модернизации.

Важнейшей системой компрессора, определяющей работоспособность ЦК, являются также концевые уплотнения ротора компрессора. Одной из тенденций совершенствования турбомашин в настоящее время является широкое применение в их конструкции торцовых газодинамических уплотнений (ТГДУ). Первый в бывшем СССР бесмазочный ЦК мощностью 16 МВт конструкции ОАО был создан и поставлен на КС «Сызрань» (ООО «Газпромтрансгаз Самара») в 1992 г. путем модернизации серийного компрессора НЦ-16,76-1,44 в составе агрегата типа ГПА-Ц-16. В настоящее время ОАО освоено серийное производство бесмазочных ЦК для газовой промышленности мощностью 16–25 МВт с применением ТГДУ и электромагнитных подшипников.

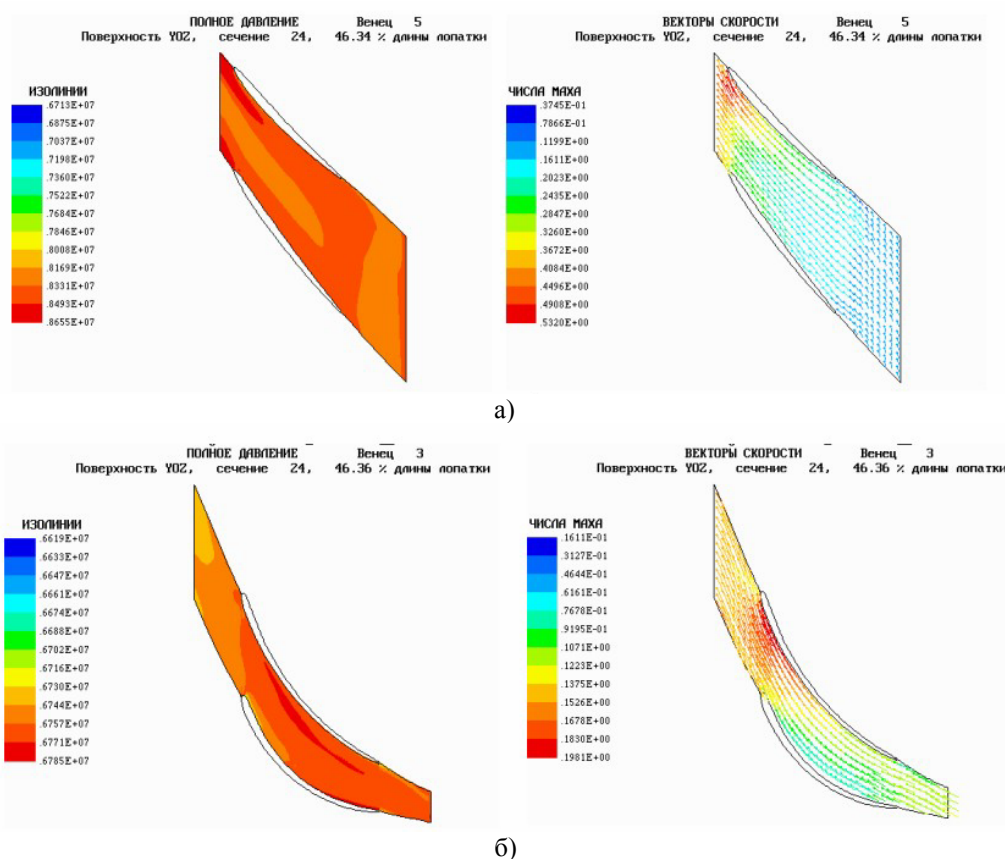


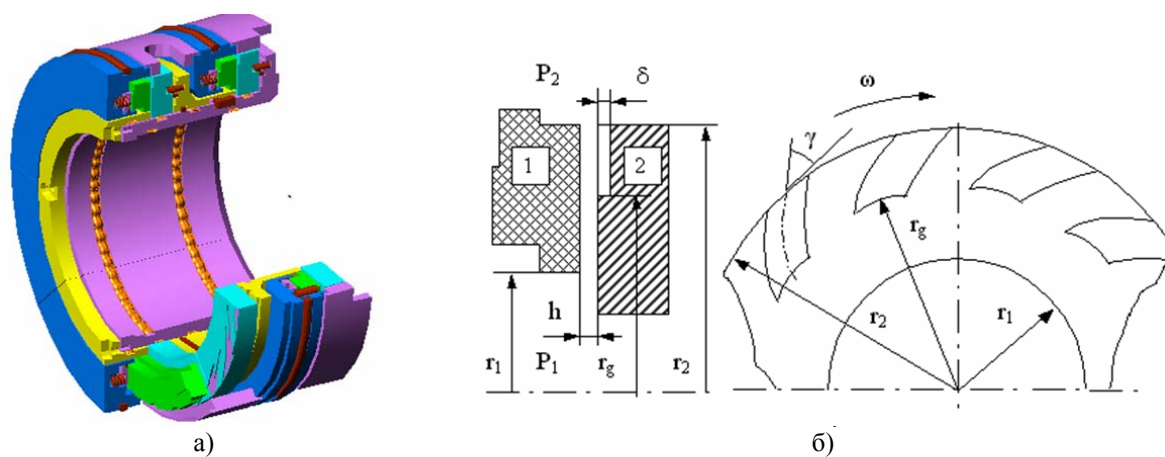
Рис. 6. Распределение статических давлений и векторов скоростей в диффузоре (а) и ОНА (б) первой секции компрессора после модернизации

Создана также одноступенчатая пентановая турбина радиального типа с замкнутым рабочим циклом мощностью 4 МВт с применением ТГДУ для уплотнения ее проточной части с консольным расположением рабочего колеса (см. рис. 7), работающая в составе энергетического комплекса ОАО.



Рис. 7. Радиальная турбина мощностью 4 МВт для энергоутилизационной установки

Успешное создание турбомашин с применением ТГДУ стало возможным благодаря разработке методики расчета и программного комплекса для автоматизированного проектирования конструкции уплотнения [3]. Применительно к ЦК газовой и нефтяной промышленности с широким диапазоном давлений и температур потребовалось создание новых методов оценки газодинамических, теплофизических и прочностных характеристик уплотнений. Трехмерная модель и схема ТГДУ представлена на рис. 8.



а) – 3d-модель; б) – схема уплотнения: 1 – аксиально-подвижное кольцо; 2 – вращающееся кольцо; r_2 и r_1 – соответственно наружный и внутренний радиусы зазора; r_g – внутренний радиус канавок; h – величина зазора; δ – глубина спиральных канавок;

P_2 и P_1 – соответственно давление на входе и выходе из щели уплотнения

Рис. 8. Торцовое газодинамическое уплотнение

Создание методики расчета ТГДУ стало возможным благодаря решению специалистами ОАО и НТУ «ХПИ» (г. Харьков) связанной задачи газодинамики, теплопроводности и термонапряженного состояния для рабочих пар бесшмазочных торцовых уплотнений. Для ее решения были получены нелинейные уравнения газовой смазки, учитывающие изменение температуры в смазочном слое, теплопроводности газа и теплопроводности рабочих колец с учетом их термонапряженного состояния. Их решение было получено итерационным путем. Схема решения в общих чертах выглядела следующим образом:

- решается уравнение газовой смазки с учетом изменения температуры в смазочном слое;
- решается совместная задача теплопроводности для трехслойной среды – «вращающееся рабочее кольцо-газ-неподвижное рабочее кольцо» с учетом термонапряженного состояния рабочих колец;
- итерационный процесс продолжается до тех пор пока не уравниваются усилия от внешнего давления, действующего на рабочую пару, и газодинамического усилия в рабочем слое уплотнения.

Уникальная программа расчета ТГДУ была разработана с использованием универсальных программных комплексов *CosmosM*, *ANSYS* и др. для решения задач теплопроводности, термонапряженного состояния и построения графиков распределения давлений в рабочем зазоре. Решение указанных задач позволило сформулировать технологические требования к точности обработки и сборки уплотнительных пар ТГДУ, что и предопределило успех в создании надежных уплотнительных систем в составе бесшмазочных ЦК.

Следует отметить, что в ОАО для предварительной проверки работоспособности уплотнений и их исследования используется экспериментальный стенд для испытания ТГДУ. В процессе испытания ТГДУ выполняется контроль основных параметров уплотнений: входное и выходное давление; температура аксиально-подвижного кольца; температура газа на входе и выходе уплотнения; расходные характеристики. Экспериментальные исследования ТГДУ имеющего рабочую пару «карбид вольфрама-углеграфит» показали, что нагрев газа в зазоре происходит в среднем до 60–70 °С при отсутствии контакта поверхностей. В результате расчетных исследований было

установлено, что газ в зазоре уплотнения нагревается до 73 °С (см. рис. 9), что согласуется с экспериментальными данными.

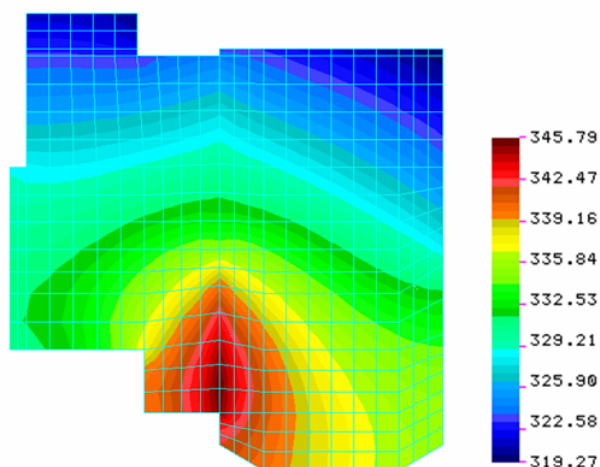


Рис. 9. Установившееся распределение температур в рабочих кольцах и газовом слое для одной из конструкций ТГДУ

Полученный расчетный расход газа для одной из конструкций ТГДУ составил $1,03 \cdot 10^{-3}$ кг/сек. При определении расхода газа через уплотнение учитывается изменение рабочего зазора вследствие деформации колец уплотнения. Расчетная величина расхода газа отличалась от экспериментальной для рассматриваемой конструкции уплотнения на 9 % [3].

При проектировании турбокомпрессоров требуется не только создание высокоэффективных ПЧ, обеспечивающих их требуемые параметры по производительности и конечному давлению, но и

обеспечение их качественного вибрационного состояния.

Учитывая тот факт, что современные турбокомпрессоры создаются, как правило, с гибкими роторами, которые работают в непосредственной близости от второй критической частоты, а некоторые между второй и третьей критическими частотами, вибрационное состояние компрессора предопределяет его надежную, длительную эксплуатацию.

Качественное вибрационное состояние турбомашин достигается при комплексном походе к ее проектированию; правильном выборе материалов для изготовления элементов ротора, подшипников и уплотнений; правильном методическом подходе к реализации отдельных технологических процессов при изготовлении и балансировке роторов. Все этапы, последовательно реализуемые при проектировании и изготовлении роторов и обеспечивающие во взаимосвязи качественное вибрационное состояние компрессоров, представлены на рис. 10.

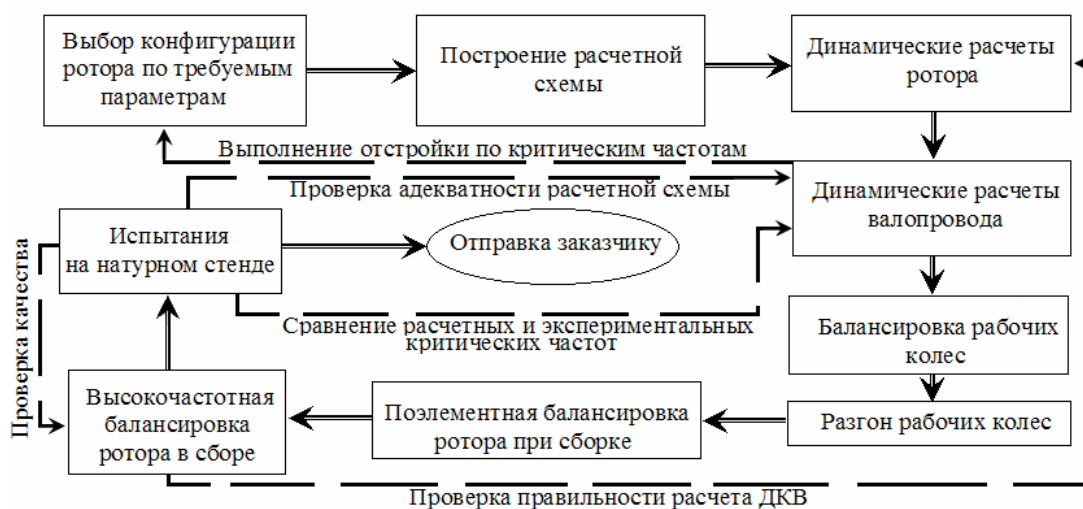


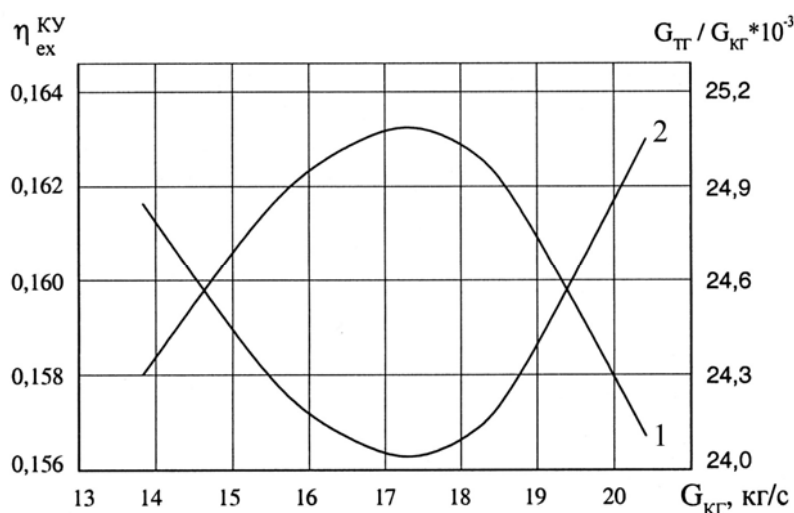
Рис. 10. Схема обеспечения стабильности динамических характеристик компрессора

Выполненные согласно стандарту API 617 динамические расчеты позволяют обеспечить необходимые запасы отстройки критических частот валопровода, а также его динамическую устойчивость во всем диапазоне рабочих частот вращения. Для определения коэффициентов жесткости и сопротивления подшипников используется комплекс программ, реализующий методику нелинейного оценивания параметров. При этом используется массив экспериментальных данных, получаемых в процессе балансировки всех выпускаемых в ОАО роторов на разгонно-балансировочном стенде (РБС).

Балансировка ротора на РБС во всем диапазоне рабочих частот вращения, включая критические, является окончательной операцией, гарантирующей качественное вибрационное состояние компрессора в условиях эксплуатации. При этом контролируется качество сборки ротора, а также натяги насаживаемых на ротор деталей. Испытания большинства компрессоров проводятся со штатными муфтами, что гарантирует нормальную работу машины и в эксплуатационных условиях.

Для создания надежных конструкций ЦК потребовалась разработка расчетно-экспериментальных методов балансировки гибких роторов на основе построения математических моделей [4].

Опыт, накопленный специалистами ОАО при создании турбокомпрессоров, наряду с развитием исследований в области анализа эффективности многокорпусных ЦК, как комплекса энергетического оборудования с учетом работы систем охлаждения и сепарации [5], позволяет осуществлять НИР и ОКР с целью совершенствования конструкции блочно-контейнерных ТКА и ТКУ для КС газовой и нефтяной промышленности. При этом может быть решена задача оптимизации режимов работы ТКУ, создаваемой на основе ЦК, по критерию интегральной эффективности установки, в качестве которой может быть принят эксергетический КПД. В частности, на рис. 11 приведены данные об эффективности работы ТКУ для сбора и транспорта нефтяного газа, созданной в ОАО на основе агрегата ТКА-Ц-6,3А/0,35-2,6 с газотурбинным двигателем Д-336-1 (ЗМКБ «Ивченко-Прогресс») мощностью 6,3 МВт (КС Анастасьевка АО «Укрнефть»).



1 – эксергетический КПД; 2 – относительный расход топлива

Рис. 11. Зависимость эксергетического КПД и относительного расхода топлива в ТКУ, созданной на основе агрегата типа ТКА-Ц-6,3А, от массовой производительности компрессора

При анализе эффективности двухкорпусного ЦК, применяемого в составе агрегата, использовались характеристики двигателя в виде $N_{ст} = f(G_T)$ и $\eta_e = f(N_{ст})$, где $N_{ст}$ – мощность силовой турбины; G_T – массовый расход ЦК (аналог мощности турбины); η_e – эффективный КПД двигателя. Как видно из рис. 11, при максимальном значении эксергетического КПД ($\eta_{ex}^{ky} = 0,163$) достигается минимальный относительный расход топлива ($G_{тг}$ – массовый расход топливного газа, кг/с; $G_{кг}$ – массовая производительность ЦК, кг/с). Такой подход к анализу эффективности системы компримирования углеводородного газа позволяет проектировать ЦК для ТКА и ТКУ с учетом решения задачи энергозатрат при эксплуатации газотранспортной системы в целом.

Список литературы: 1. *Русанов А.В.* Проблемы численного моделирования трехмерных вязких течений в осевых и центробежных компрессорах / А.В. Русанов, С.В. Ершов // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: Труды XIII Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. – Сумы, 2004. – том. 1. – С. 162-165. 2. *Левашов В.А.* Совершенствование элементов проточной части центробежного компрессора ГПА с оценкой их аэродинамической нагруженности / В.А. Левашов, Ю.С. Бухолдин // Компрессорное и энергетическое машиностроение – 2009. – №3 (17). – С. 78-81. 3. *Роговой Е.Д.* Автоматизация проектирования рабочих пар «сухих» уплотнений на основе газодинамического и термоупругого анализа / Е.Д. Роговой, В.А. Левашов, Л.В. Розова, А.М. Киселев // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: Труды XIII Международной научно-технической конференции по компрессоростроению – т. 3. – Сумы: Издательство СумГУ, 2004. – С. 170-178. 4. *Гадяка В.Г.* Совершенствование методов балансировки роторов турбокомпрессоров на основе идентификации их математических моделей / В.Г. Гадяка // Дисс.... канд. техн. наук: 05.02.09 – динамика и прочность машин. – СумГУ. – Сумы, 2008. – 176 с. 5. *Парафейник В.П.* Метод оценки термодинамического совершенства рабочего процесса многокаскадного центробежного компрессора нефтяного газа / В.П. Парафейник, Ю.С. Бухолдин, И.И. Петухов, Ю.В. Шахов, А.В. Минячихин // Труды XIII Междунар. научн.-техн. конф. по компрессоростроению «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке». – т. 1. – Сумы: СумГУ, 2004. – С. 201-211.

© Бухолдин Ю.С., Смирнов А.В., Парафейник В.П., Левашов В.А., Гадяка В.Г., 2010
Поступила в редколлегию 23.02.10